

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Zvedací plošina pro servisování motocyklů

Hoist Platform for Motorcycle Servicing

Student:

Martin Lanča

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Lukáš Jančar

Ostrava 2018

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Lanča**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Zvedací plošina pro servisování motocyklů
Hoist Platform for Motorcycle Servicing
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte zvedací plošinu pro servisování motocyklů. Plošina musí být výškově polohovatelná s bezpečnostní aretací v jednotlivých polohách. Plošina musí v nejnižší poloze umožnit pohodlné najetí motocyklu. Pohon zvedacího mechanismu zvolte hydraulický s ručním/nožním pohonem. Zařízení navrhněte jako mobilní, s možností zabrzdění proti posunu. Při návrhu berte v potaz bezpečnost obsluhy při používání plošiny, její ergonomii a pohodlnost používání. Dbejte i na skladnost zařízení při složené poloze.

Zadané podmínky:

Maximální nosnost – 500 kg
Půdorysný rozměr plošiny (montážní prostor) – 2200x700 mm
Rozsah zdvihu – 900 mm.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části pohonů strojů* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

SHIGLEY, J., E., MISCHKE, CH., R., BUDYNAS, R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

DILLINGER, J. et al *Moderní strojírenství pro školu i praxi*. Praha: EUROPA - SOBOTÁLES cz., 2007, 608 s. ISBN 978-80-86706-19-1

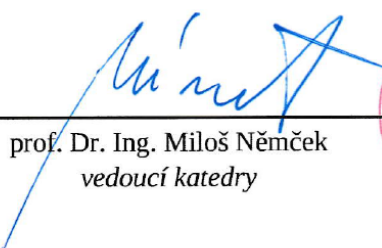
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-148-0878-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Jančar**

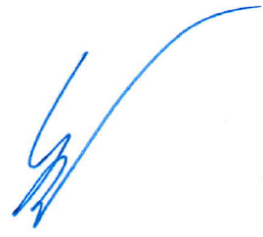
Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní podobě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona.
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018



podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Lanča

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Na Vyhlídce 808
739 44, Brušperk

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

LANČA, M. *Zvedací plošina pro servisování motocyklů: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 51 s. Vedoucí práce: Jančar, L.

Bakalářská práce se zabývá výpočtem a konstrukčním návrhem hydraulické zvedací plošiny pro servisování motocyklů. V úvodu práce jsou rozebrány jednotlivé typy těchto plošin a principy jejich fungování. Dále je na plošině proveden silový rozbor a návrh jednotlivých částí plošiny. Jsou navrženy veškeré pohyblivé spoje pomoci čepových nebo šroubových spojů a řeší se nezbytná bezpečnost plošiny. Na závěr je plošina doplněna o nezbytné příslušenství k provozu a je vytvořena příslušná výkresová dokumentace.

Klíčová slova: plošina, hydraulická, motocykl

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

LANČA, M. *Hoist Platform for Motorcycle Servicing: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 51 p. Thesis head: Jančar, L.

Bachelor thesis is dealing with calculations and design of the hydraulic hoist platform for motorcycle servicing. In the preface of the bachelor thesis there is a comparison of different types of these platforms and their principles. Then a force analysis and a design of individual parts is performed. All movable parts are connected together with pin or screw joints and the necessary safety of the platform is solved. Finally the platform is completed with accessories and drawing documentation is made.

Key words: platform, hydraulic, motorcycle

OBSAH

Seznam použitého značení.....	8
1 Úvod	11
2 Cíle bakalářské práce.....	12
3 Rešerše.....	13
3.1 Typy hydromotorů.....	13
3.2 Pohony hydromotorů.....	14
3.3 Typy mechanismů zdvihu plošin.....	15
4 Silový výpočet zařízení.....	16
4.1 Výpočet rozměrů plošiny	16
4.2 Kinematický rozbor.....	17
4.2.1 Horní rám.....	17
4.2.2 Stojna bez pístnice.....	18
4.2.3 Stojna s pístnicí.....	19
4.2.4 Pístnice	20
4.2.5 Tlačná síla pístu	21
5 Návrh a pevnostní kontrola profilů.....	22
5.1 Horní rám	22
5.2 Stojna s pístnicí	24
5.3 Stojna bez pístnice.....	28
5.4 Přčka pro uchycení oka pístnice.....	31
5.5 Kontrola na vzpěr.....	32
6 Návrh čepů.....	33
6.1 Čep v místech A, E.....	33
6.2 Čep v místě D.....	35
6.3 Čep v místě C.....	37
6.4 Uložení horních kol.....	39
6.5 Uložení oka pístnice.....	41
7 Návrh bezpečnostní aretace.....	42
7.1 Západka.....	42
7.2 Aretační čep.....	43
8 Ostatní součásti.....	44
9 Závěr.....	48
10 Seznam použité literatury.....	50
11 Seznam příloh.....	51

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Značka	Popis	Jednotka
F	Zatěžující síla	[N]
F_0	Osová síla ve šroubu	[N]
F_A	Síla v bodě A ve směru osy Y	[N]
F_{Aax}	Axiální síla na profil v bodě A	[N]
F_{Arad}	Radiální síla na profil v bodě A	[N]
F_{Ax}	Síla v bodě A ve směru osy X	[N]
F_B	Síla v bodě B ve směru osy Y	[N]
F_{Bax}	Axiální síla na profil v bodě B	[N]
F_{Bmax}	Maximální síla v bodě B	[N]
F_{Brad}	Radiální síla na profil v bodě B	[N]
F_C	Síla v bodě C ve směru osy Y	[N]
F_{Cax}	Axiální síla na profil v bodě C	[N]
F_{Cmax}	Maximální síla v bodě C	[N]
F_{Crad}	Radiální síla na profil v bodě C	[N]
F_{Cx}	Síla v bodě C ve směru osy X	[N]
F_D	Síla v bodě D ve směru osy Y	[N]
F_{Dax}	Axiální síla na profil v bodě D	[N]
F_{Dc}	Celková síla v bodě D	[N]
F_{Drad}	Radiální síla na profil v bodě D	[N]
F_E	Síla v bodě E ve směru osy Y	[N]
F_{Eax}	Axiální síla na profil v bodě E	[N]
F_{Ec}	Celková síla v bodě E	[N]
F_{Erad}	Radiální síla na profil v bodě E	[N]
F_{Ex}	Síla v bodě E ve směru osy X	[N]
F_G	Síla v bodě G ve směru osy Y	[N]
F_{Gax}	Axiální síla na profil v bodě G	[N]
$F_{Gcelk.}$	Celková síla v bodě G	[N]
F_{Grad}	Radiální síla na profil v bodě G	[N]
F_{Gx}	Síla v bodě G ve směru osy X	[N]
F_{KR}	Kritická síla na prut při namáhání na vzpěr	[N]
F_{kg}	Tlačná síla pístu	[kg]

$F_{píst}$	Tlačná síla pístu	[N]
F_{zmax}	Maximální síla působící na západku aretace	[N]
J_{min}	Minimální kvadratický moment profilu	[mm ⁴]
M_G	Přídavný moment v místě G	[N·mm]
M_o	Ohybový moment v určeném místě	[N·mm]
M_{oMAX}	Maximální ohybový moment na daném profilu	[N·mm]
M_{TZ}	Moment tření na závitu	[N·mm]
M_U	Utahovací moment šroubu	[N·mm]
S_{VZ}	Průřez nosníku pro kontrolu vzpěru	[mm ²]
S_z	Plocha dotyku čela západky a zubu	[mm ²]
W_K	Modul průřezu v krutu pro daný profil	[mm ³]
W_o	Modul průřezu v ohybu pro daný profil	[mm ³]
i_{min}	Poměr setrvačnosti prutu	[-]
d	Průměr příslušného čepu	[mm]
d_2	Střední průměr metrického závitu	[mm]
$d_{ač}$	Průměr aretačního čepu	[mm]
d_s	Průměr dřívku lícovaného šroubu	[mm]
d_{SM}	Střední průměr na matici	[mm]
f_M	Součinitel tření na matici	[-]
k	Bezpečnost statické pevnostní kontroly	[-]
k_{VZ}	Vzpěrná bezpečnost	[-]
l	Délka příčky pro uchycení oka pístnice	[mm]
l_1	Vzdálenost působíště zatěžující síly od místa A	[mm]
l_2	Vzdálenost mezi podporou A a B	[mm]
l_3	Délka profilu stojny mezi otvory pro uchycení	[mm]
l_4	Vzdálenost mezi osou horního a spodního rámu	[mm]
l_5	Osová vzdálenost ok hydraulického válce	[mm]
l_6	Délka mezi uchycením profilů a uchycením oka pístnice	[mm]
l_7	Kolmá výška příčky stojny od osy spodního rámu	[mm]
l_8	Osová vzdálenost mezi dírou k uchycení v rámu a příčkou stojny	[mm]
l_9	Vodorovná vzdálenost ok pístnice	[mm]
l_{10}	Vodorovná vzdálenost díry pro uchycení profilu a příčkou stojny	[mm]
l_{11}	Kolmá výška oka pístnice od osy spodního rámu	[mm]
l_{12}	Osová vzdálenost příčky stojny od uchycení oka pístnice	[mm]

l_{13}	Vodorovná vzdálenost příčky stojny od uchycení oka pístnice	[mm]
l_{14}	Svislá vzdálenost příčky stojny od uchycení oka pístnice	[mm]
l_{min}	Délka dřívku lícovaného šroubu uvnitř trubky	[mm]
l_{red}	Redukovaná délka prutu	[mm]
n	Součinitel způsobu uložení prutu pro vzpěr	[-]
p_1	Měrný tlak v táhle čepového spoje	[MPa]
p_2	Měrný tlak ve vidlici čepového spoje	[MPa]
x	Rameno přídavného ohybového momentu M_G	[mm]
x_1	Úsek nosníku pro výpočet vnitřních účinků horního rámu	[mm]
x_2	Úsek nosníku pro výpočet vnitřních účinků horního rámu	[mm]
x_3	Úsek nosníku pro výpočet vnitřních účinků stojny s pístnicí	[mm]
x_4	Úsek nosníku pro výpočet vnitřních účinků stojny s pístnicí	[mm]
x_5	Úsek nosníku pro výpočet vnitřních účinků stojny s pístnicí	[mm]
x_6	Úsek nosníku pro výpočet vnitřních účinků stojny bez pístnice	[mm]
x_7	Úsek nosníku pro výpočet vnitřních účinků stojny bez pístnice	[mm]
α	Úhel mezi stojnou a spodním rámem	[°]
β	Úhel mezi osou pístu a spodním rámem	[°]
γ	Úhel odklonění úchyty oka pístnice od osy profilu stojny	[°]
δ	Úhel celkové síly v bodě G od vodorovné roviny	[°]
λ_{MEZ}	Mezní štíhlost	[-]
λ_{SK}	Štíhlostní poměr	[-]
σ_{KR}	Kritické napětí prutu při namáhání na vzpěr	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{ODOV}	Dovolené ohybové napětí	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
τ_D	Maximální dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_K	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{max}	Maximální napětí ve střihu	[MPa]

1 ÚVOD

Tento typ navrhované hydraulické plošiny se používá k usnadnění práce při servisování motocyklů. Její princip spočívá v najetí motocyklem na pracovní plochu plošiny a následném vyzvednutí motocyklu do požadované pracovní pozice k usnadnění servisních úkonů. Výška maximálního zdvihu by měla splňovat základní ergonomické požadavky pro práci ve stoje. Jako pohon se nejčastěji používají jednočinné přímočaré hydromotory, ovládané elektromotorem nebo manuálně – nožní pákou.

Plošina má umožňovat základní servisní úkony jako opravy a seřizování motoru, údržba stroje nebo demontáž zadního kola motocyklu. K tomu slouží odnímatelný kryt v zadní části pracovní plochy. Důraz má být kladen také na bezpečnost při používání plošiny. Nejdůležitější je zajištění plošiny proti samovolnému spuštění. Dále pak bezpečnost při pohybu okolo plošiny. Výraznou pomocí je pak schopnost mobility plošiny. V tomto případě musí být plošina zajištěna i proti posuvu při používání.

2 CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh servisní plošiny, která splňuje zadané zásady, je ergonomická a také bezpečná. Musí obsahovat základní bezpečnostní prvky, zajištění proti samovolnému spuštění a musí být schopna zvednout motocykl o hmotnosti 500 kg v požadovaném rozsahu dle zadání. Pro návrh plošiny je třeba provést silový rozbor plošiny, udělat konstrukční návrh jednotlivých částí a tyto části pevnostně zkontrolovat.

3 REŠERŠE

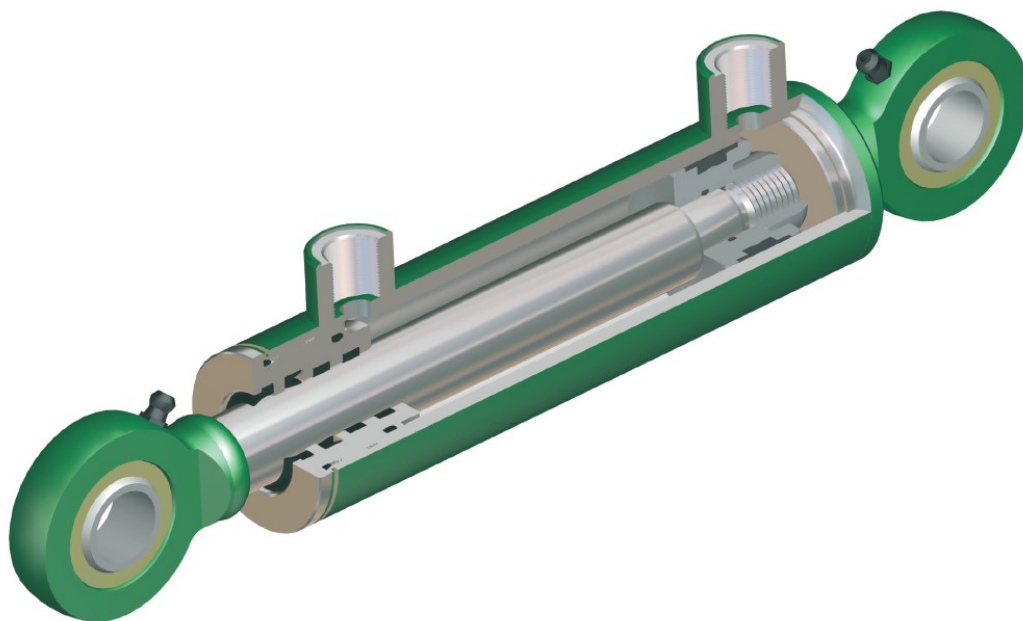
Na trhu je mnoho různých konstrukčních řešení zvedacích plošin pro servisování motocyklů. Nejčastějším typem plošiny je nůžková plošina s hydraulickým pohonem. Stejný typ plošiny byl vybrán také pro řešení zadání této bakalářské práce. Následující část tedy bude věnována pouze rozboru hydraulických plošin.

3.1 Typy hydromotorů

Pro realizaci zdvihu se používají přímé hydromotory. Tyto hydromotory mohou být buď jednočinné nebo dvojčinné. Přímé hydromotory pak mohou mít buď jednoduchou pístnici nebo pístnici skládanou. Jednoduchá pístnice je levnější, ale hydromotor má při nejnižší poloze daleko větší osovou vzdálenost oka pístnice a oka válce. Skládaná pístnice naopak při velmi vysokých zdvizích může mít velmi malou osovou vzdálenost kotvících ok, avšak za cenu zvýšených nákladů.

Jednočinný hydromotor zajišťuje zdvih plošiny zvyšováním tlaku ve válci – pumpováním. Spouštění plošiny probíhá působením vlastní váhy, pomocí upouštění tlaku z hydromotoru. Spouštění je tak plynulé.

Dvojčinné hydromotory se nehodí pro ruční nebo nožní pohon, nýbrž pro elektrický pohon. Při spouštění je potřeba pouze obrátit směr toku oleje a pumpovat i pro spouštění. Toto spouštění pomocí manuální pumpy pak provází „skoky“ plošiny, způsobené nerovnoměrností chodu pístní tyče.



Obrázek 3.1 - Řez přímým hydromotorem

Zdroj: http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2017.pdf

3.2 Pohony hydromotorů

Nejjednodušším způsobem pohonu takové plošiny je jednočinný přímý hydromotor poháněný nožní nebo ruční pumpou. V praxi převládá spíše použití nožní pumpy. Další možností je elektrický pohon hydromotoru – pomocí elektromotoru. Elektromotor zajišťuje pohon čerpadla, nejčastěji zubového, které pohání hydromotor a zajišťuje zdvih i spouštění. K obsluze takového pohonu pak plošina obsahuje ovládací panel s přepínáním směru pohybu plošiny. Jako pohon navrhované plošiny byl zvolen přímočarý jednočinný hydromotor se skládanou pístnicí, s nožním pohonem pomocí přídavné pumpy.

3.3 Typy mechanismů zdvihu plošin

Nejčastěji se vyskytuje plošina s nůžkovým mechanismem. Tento mechanismus zajišťují profily spojené uprostřed své délky pomocí čepu – tzv. nůžky. Každý profil je na jednom konci připevněn pevně – jeden k hornímu rámu a druhý ke spodnímu rámu. Druhý konec profilu se pak volně posouvá po horním nebo spodním rámu. Horní a spodní rám jsou pak stále ve stejné poloze přímo nad sebou. Pro vyšší zdvihy je pak možno použít i více nůžek nad sebou.



Obrázek 3.2 - Plošina s nůžkovým mechanismem poháněná nožní pumpou

Zdroj: <http://vybaveni-servisu.cz/files/p/13010/moto-.jpg>

Dalším možným mechanismem jsou výklopné stojny. Tyto stojny jsou pevně spojeny s horním i spodním rámem a pouze se vyklápějí pomocí tlačení hydromotoru. Horní a spodní rám na sebe přímo nedosedají.



Obrázek 3.3 - Plošina s výklopným mechanismem

Zdroj: <http://vybaveni-servisu.cz/files/vm/zbozi/zvedaky/motocyklove/plosiny/PP-T-0310.jpg>

Posledním používaným typem plošin jsou sloupové plošiny. Tvoří je jeden sloup s plošinou připevněnou na boku. Tento sloup musí být ukotven, aby nedošlo k převrácení. Tento typ plošin se vyskytuje výjimečně, Sloupové zvedáky slouží spíše pro automobily.



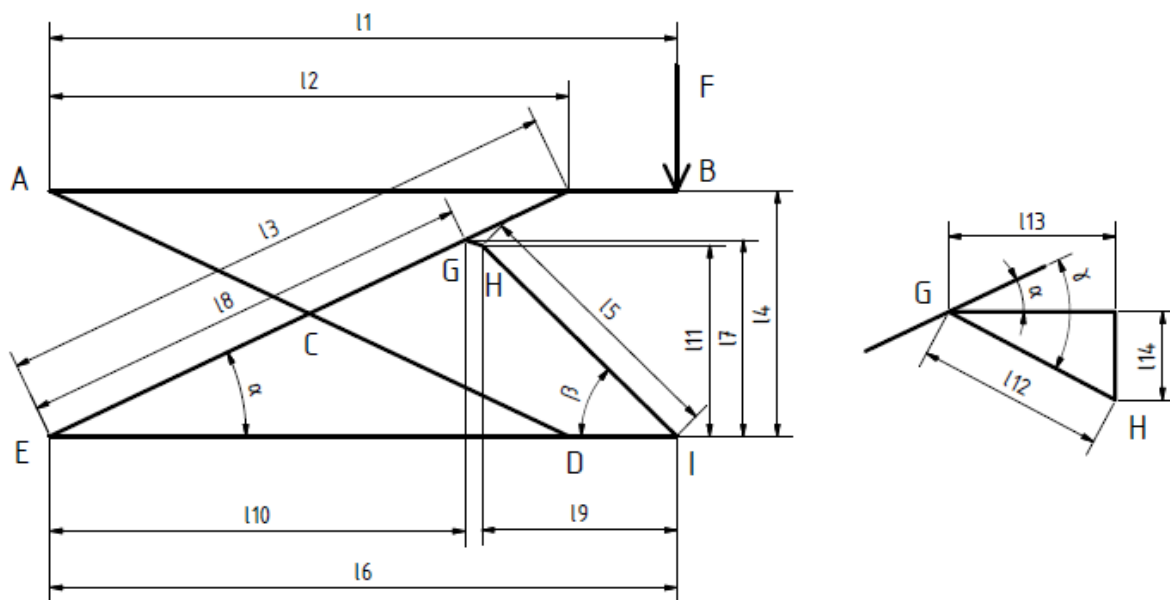
Obrázek 3.4 - Sloupový zvedák na motocykl

Zdroj: <https://www.gesusa.com/dannmar-maxjax-portable-2-post-car-lift-6-000-lb-capacity.html>

4 SILOVÝ VÝPOČET ZAŘÍZENÍ

Silový výpočet byl proveden pro nejhorší možné umístění zatěžující síly. Tento případ nastane při najíždění motocyklu na plošinu, kdy zatěžující síla působí na okraji horního rámu plošiny.

4.1 VÝPOČET ROZMĚRŮ PLOŠINY



Obrázek 4.1 – Schéma rozměrů plošiny

Hodnoty dané konstrukcí plošiny: $l_1, l_3, l_4, l_6, l_8, l_{12}, \gamma$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{l_4}{l_3}\right) = \arcsin\left(\frac{160}{1990}\right) = 4,612^\circ \quad (4.1)$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{l_{11}}{l_9}\right) = \arctg\left(\frac{114,33}{327,4}\right) = 19,25^\circ \quad (4.2)$$

$$\gamma = 20^\circ$$

Z hodnot daných konstrukčním návrhem a z vypočtených úhlů byly dopočteny i ostatní rozměry plošiny.

$$l_1 = 2100 \text{ mm}$$

$$l_2 = l_3 \cdot \cos \alpha = 1990 \cdot \cos 4,612 = 1983,6 \text{ mm} \quad (4.3)$$

$$l_3 = 1990 \text{ mm}$$

$$l_4 = 160 \text{ mm}$$

$$l_5 = \frac{l_{11}}{\sin \beta} = \frac{114,33}{\sin 19,25} = 346,8 \text{ mm} \quad (4.4)$$

$$l_6 = 2000 \text{ mm}$$

$$l_7 = l_8 \cdot \sin \alpha = 1620 \cdot \sin 4,612 = 130,3 \text{ mm} \quad (4.5)$$

$$l_8 = 1325 \text{ mm}$$

$$l_9 = l_6 - l_{10} - l_{13} = 2000 - 1614,8 - 57,8 = 327,4 \text{ mm} \quad (4.6)$$

$$l_{10} = l_8 \cdot \cos \alpha = 1620 \cdot \cos 4,612 = 1614,8 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$l_{11} = l_7 - l_{14} = 130,3 - 16 = 114,3 \text{ mm} \quad (4.8)$$

$$l_{12} = 60 \text{ mm}$$

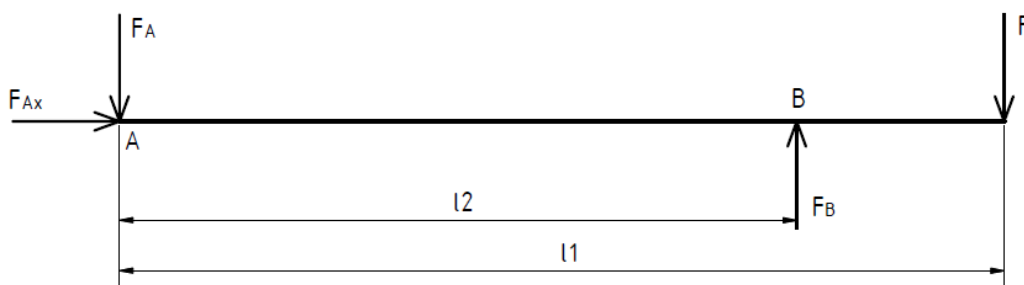
$$l_{13} = l_{12} \cdot \cos(\gamma - \alpha) = 60 \cdot \cos(20 - 4,612) = 57,8 \text{ mm} \quad (4.9)$$

$$l_{14} = l_{12} \cdot \sin(\gamma - \alpha) = 60 \cdot \sin(20 - 4,612) = 16 \text{ mm} \quad (4.10)$$

4.2 KINEMATICKÝ ROZBOR

4.2.1 HORNÍ RÁM

Na horní rám působí pouze zatěžující síla. Při najíždění působí síla na okraji rámu a podpora v bodě B přenáší všechno zatížení této síly. V bodě A působí opačně jen malá část.



Obrázek 4.2 - Silový rozbor horního rámu

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow F_{Ax} = 0 \quad (4.11)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow F_B - F_A - F = 0 \quad (4.12)$$

$$\sum M_{iA} = 0 \rightarrow F \cdot l_1 - F_B \cdot l_2 = 0 \quad (4.13)$$

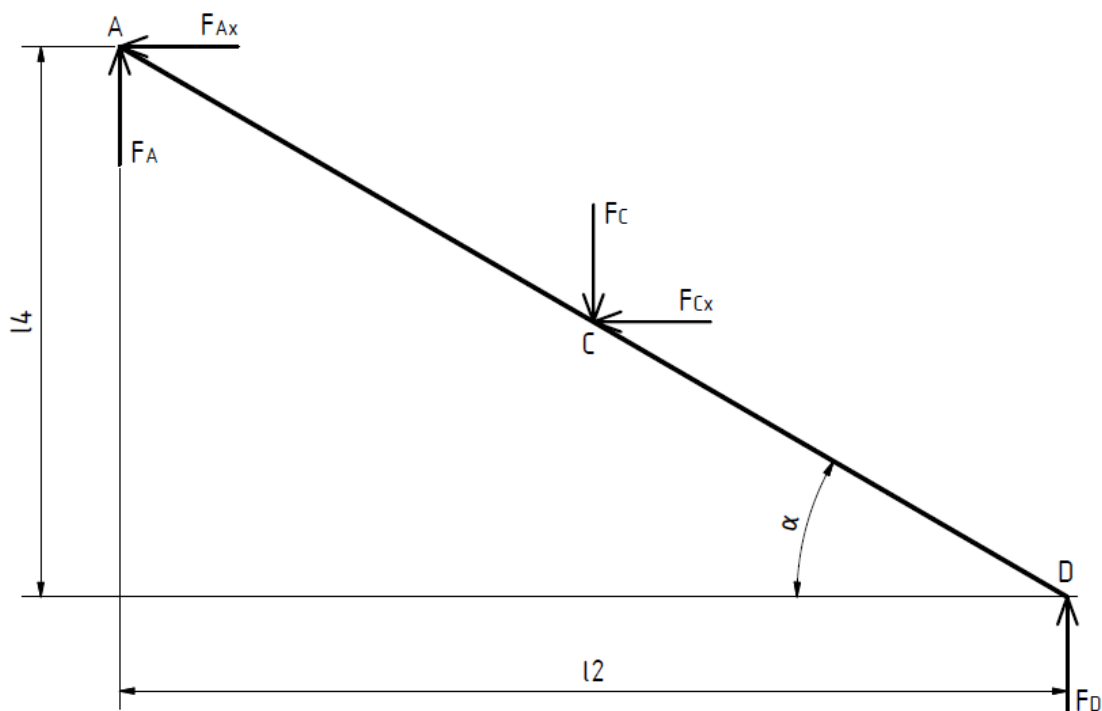
$$F = m \cdot g = 700 \cdot 9,81 = 6867 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$F_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$F_B = \frac{F \cdot l_1}{l_2} = \frac{6867 \cdot 2100}{1983,6} = 7270 \text{ N} \quad (4.15)$$

$$F_A = F_B - F = 7270 - 6867 = 403 \text{ N} \quad (4.16)$$

4.2.2 STOJNA BEZ PÍSTNICE



Obrázek 4.3 - Silový rozbor stojny bez pístnice

Podle obrázku 4.3 byly vyjádřeny rovnice rovnováhy pro osu x, osu y a pro momenty vztahující se k bodu D.

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow -F_{Ax} - F_{Cx} = 0 \quad (4.17)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow F_A - F_C + F_D = 0 \quad (4.18)$$

$$\sum M_{iD} = 0 \rightarrow F_C \cdot \frac{l_2}{2} - F_A \cdot l_2 = 0 \quad (4.19)$$

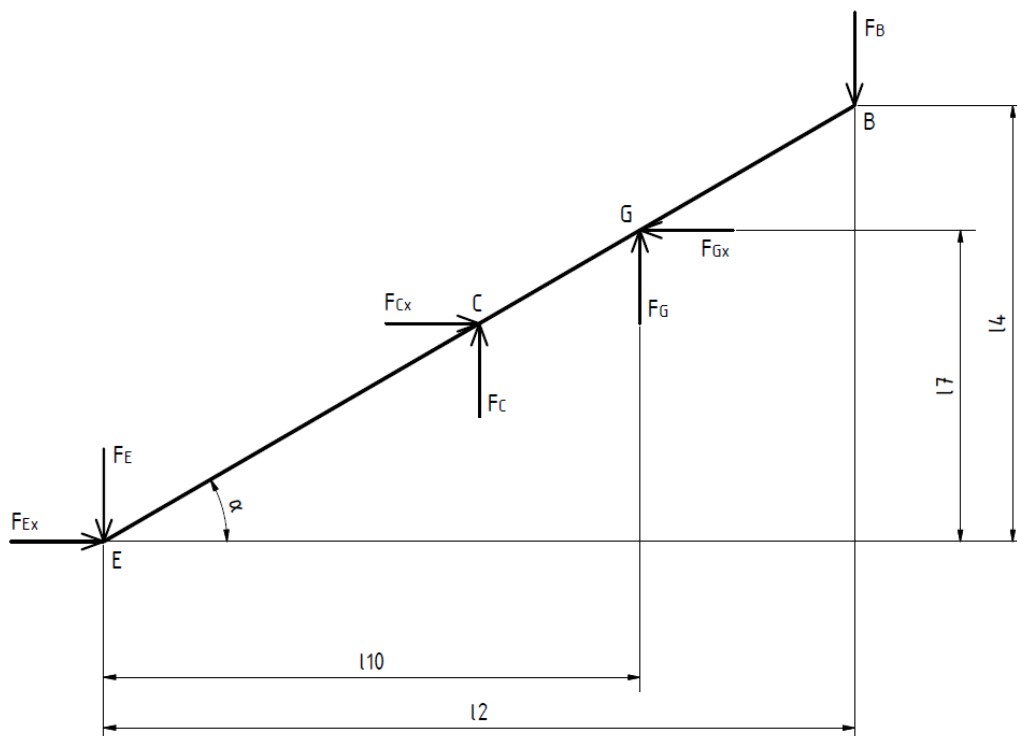
Z předchozích rovnic rovnováhy (4.17 ÷ 4.19) byly vypočteny jednotlivé reakční síly působící v podporách.

$$F_{Cx} = -F_{Ax} = 0 \text{ N} \quad (4.20)$$

$$F_C = \frac{2 \cdot (F_A \cdot l_2)}{l_2} = 2 \cdot F_A = 2 \cdot 403 = 806 \text{ N} \quad (4.21)$$

$$F_D = F_C - F_A = 806 - 403 = 403 \text{ N} \quad (4.22)$$

4.2.3 STOJNA S PÍSTNICÍ



Obrázek 4.4 - Silový rozbor stojny s pístnicí

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow F_{Ex} + F_{Cx} - F_{Gx} = 0 \quad (4.23)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow F_G + F_C - F_E - F_B = 0 \quad (4.24)$$

$$\sum M_{iE} = 0 \rightarrow F_B \cdot l_2 - F_G \cdot l_{10} - F_{Gx} \cdot l_7 - F_C \cdot \frac{l_2}{2} + F_{Cx} \cdot \frac{l_4}{2} = \quad (4.25)$$

$$F_{Cx} = 0$$

$$F_{Ex} = F_{Gx} = 20144 \text{ N}$$

$$F_B \cdot l_2 - F_G \cdot l_{10} - F_G \cdot (l_6 - l_{10}) - F_C \cdot \frac{l_2}{2} = 0 \quad (4.26)$$

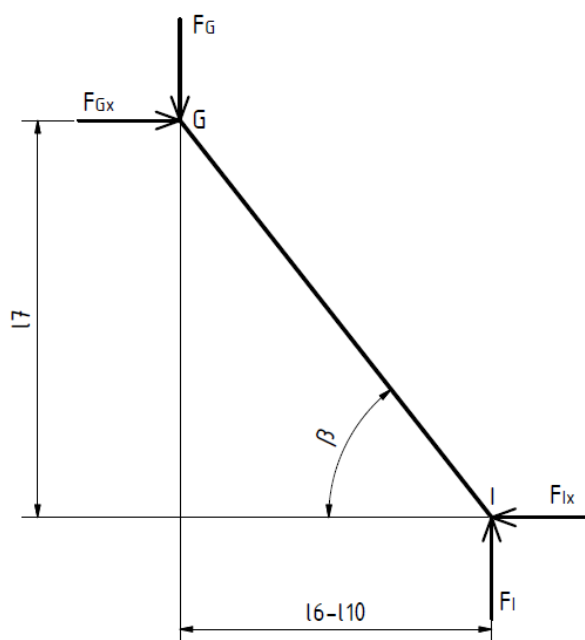
Momentová rovnice rovnováhy (4.25) má dvě neznámé proměnné. Za F_{Gx} byl proto dosazen výraz, který byl vyjádřen v rovnici (4.32) a následně dopočtena neznámá F_G (4.27).

$$F_G = \frac{F_B \cdot l_2 - F_C \cdot \frac{l_2}{2}}{(l_{10} + (l_6 - l_{10}))} = \frac{7270 \cdot 1983,6 - 806 \cdot \frac{1983,6}{2}}{(1614,8 + (2000 - 1614,8))} = 6811 \text{ N} \quad (4.27)$$

$$F_E = F_G + F_C - F_B = 6811 + 806 - 7270 = 347 \text{ N} \quad (4.28)$$

4.2.4 PÍSTNICE

Pístnice je uložena ve dvou pevných vazbách. Reakce v bodě I zachycuje pouze tlačnou sílu pístu v bodě G. Schéma zatížení je znázorněno na obrázku 4.5.



Obrázek 4.5 – Silový rozbor pístnice

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow F_{Gx} - F_{Ix} = 0 \quad (4.29)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow F_I - F_G = 0 \quad (4.30)$$

$$\sum M_{II} = 0 \rightarrow F_G \cdot (l_6 - l_{10}) - F_{Gx} \cdot l_7 = 0 \quad (4.31)$$

Z momentové rovnice rovnováhy byla vyjádřena neznámá F_{Gx} , která je potřeba k dopočtení všech neznámých v rovnici (4.25).

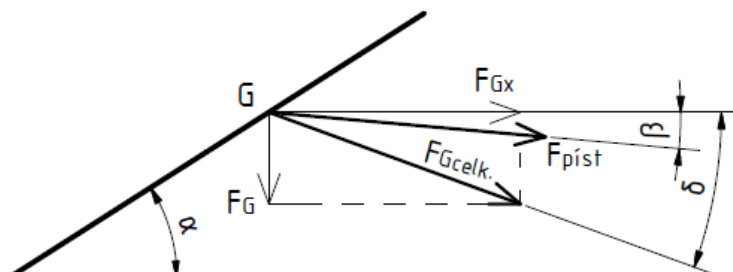
$$F_{Gx} = \frac{F_G \cdot (l_6 - l_{10})}{l_7} = \frac{6811 \cdot (2000 - 1614,8)}{130,3} = 20144 \text{ N} \quad (4.32)$$

$$F_I = F_G = 6811 \text{ N} \quad (4.33)$$

$$F_{Ix} = F_{Gx} = 20144 \text{ N} \quad (4.34)$$

4.2.5 TLAČNÁ SÍLA PÍSTU

Hledanou tlačnou sílu získáme pomocí výslednice dříve vypočtených složek síly v bodě G z rovnic (4.27) a (4.32). Tuto výslednici následně rozložíme na sílu rovnoběžnou s osou pístu.



Obrázek 4.6 - Schéma výpočtu osové síly v pístu

$$F_{Gcelk.} = \sqrt{F_G^2 + F_{Gx}^2} = \sqrt{6811^2 + 20144^2} = 21264 \text{ N} \quad (4.35)$$

$$\delta = \arctg \frac{F_G}{F_{Gx}} = \arctg \frac{6811}{20144} = 18,68^\circ \quad (4.36)$$

$$\begin{aligned} F_{pist} &= F_{Gcelk.} \cdot \cos(\delta - \beta) \\ &= 21264 \cdot \cos(18,68 - 19,25) = 21263 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Tlačná síla v pístu je obvykle uváděna v kg. Proto byla síla v pístu F_{pist} převedena na tlačnou sílu v kg F_{kg} .

$$F_{kg} = \frac{21263}{9,81} = 2167,5 \text{ kg} \quad (4.38)$$

5 NÁVRH A PEVNOSTNÍ KONTROLA PROFILŮ

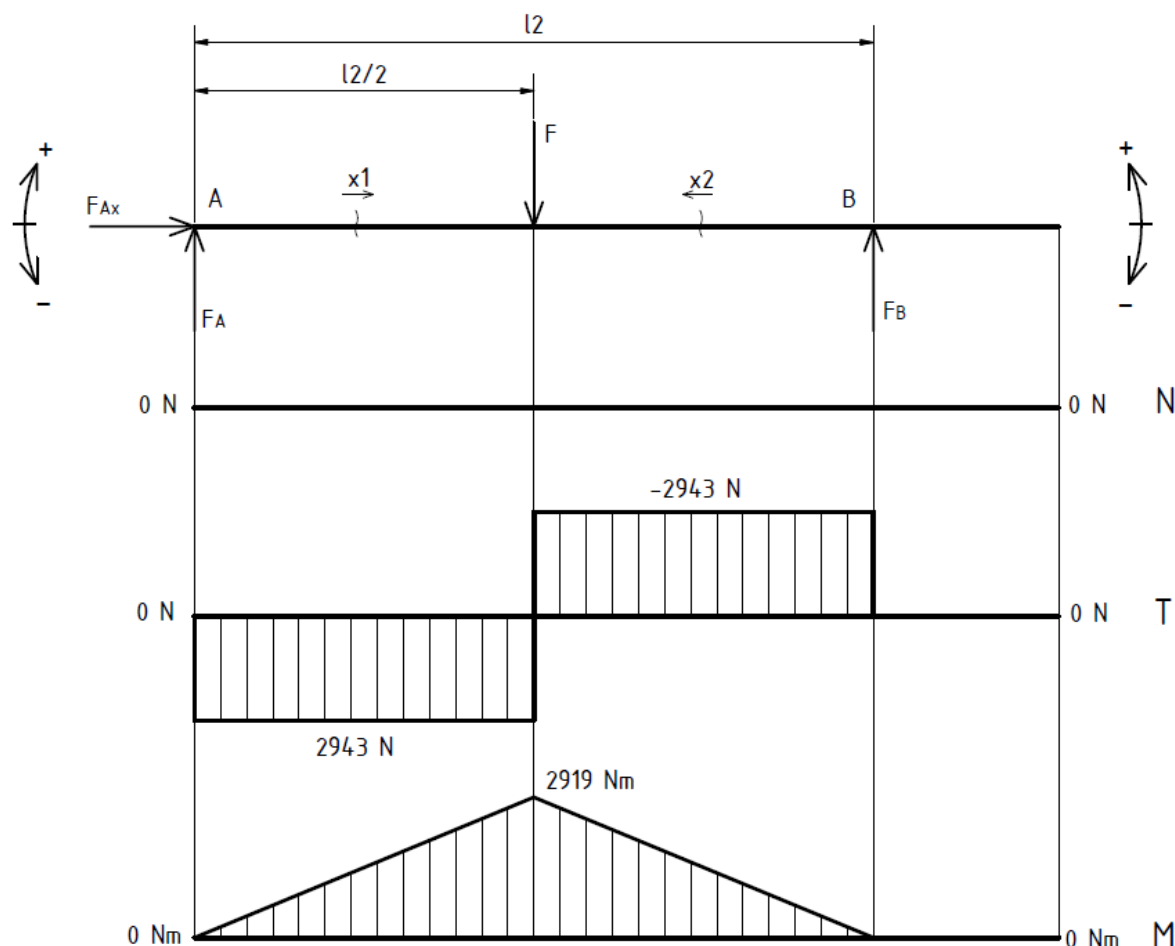
Každá část plošiny byla zkontrolována a navržena pro nejhorší možný způsob zatížení. Velikost zatěžující síly byla uvažována jako maximální nosnost plošiny + vlastní hmotnost částí plošiny působících na danou oblast.

5.1 Horní rám

Pro kontrolu horního rámu byla zatěžující síla posunuta doprostřed podpor A a B. Horní rám tvoří dva profily U80.

$$l_1 = \frac{l_2}{2}$$

Vnitřní silové účinky:



Obrázek 5.1 - Vnitřní silové účinky horního rámu

$$F = 5886 \text{ N}$$

$$F_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$F_A = F_B = \frac{F}{2} = \frac{5886}{2} = 2943 \text{ N}$$

$$x_1 = \left(0 \div \frac{l_2}{2}\right)$$

$$M_o = F_A \cdot x_1 \quad (5.1)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_o = F_A \cdot 0 = 2943 \cdot 0 = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.2)$$

$$x_1 = \frac{l_2}{2} \rightarrow M_o = F_A \cdot \frac{l_2}{2} = 2943 \cdot \frac{1983,6}{2} = 2918867 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.3)$$

$$x_2 = \left(0 \div \frac{l_2}{2}\right)$$

$$M_o = F_B \cdot x_2 \quad (5.4)$$

$$x_2 = 0 \rightarrow M_o = F_B \cdot 0 = 2943 \cdot 0 = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.5)$$

$$x_2 = \frac{l_2}{2} \rightarrow M_o = F_B \cdot \frac{l_2}{2} = 2943 \cdot \frac{1983,6}{2} = 2918867 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.6)$$

Pevnostní kontrola:

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \sigma_{oDOV} \quad (5.7)$$

W_o ... modul průřezu v ohybu pro profil U80 (9)

M_{oMAX} ...maximální ohybový moment na horním rámu

$$\sigma_o = \frac{2918867}{2 \cdot 26500} = 55 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{oDOV} = \frac{R_e}{k}$$

R_e ...mez kluzu materiálu S235JR (5)

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{55} = 4,3 \quad (5.9)$$

5.2 Stojna s pístnicí

Pro nejhorší namáhání stojny s uchycením pístnice je zatěžující síla umístěna, stejně jako u silového výpočtu plošiny, na konci horního rámu. Stojna je tvořena dvěma obdélníkovými uzavřenými profily 80x60x4.

$$l_1 = 2100 \text{ mm}$$

Výpočet axiálních a radiálních složek:

$$F_{Brad} = F_B \cdot \sin \alpha = 7270 \cdot \sin 4,612^\circ = 7247 \text{ N} \quad (5.10)$$

$$F_{Bax} = F_B \cdot \cos \alpha = 7270 \cdot \cos 4,612^\circ = 585 \text{ N} \quad (5.11)$$

$$F_{Grad} = F_{Gc} \cdot \sin(\alpha + \delta) = 21264 \cdot \sin(4,612 + 18,68)^\circ = 8408 \text{ N} \quad (5.12)$$

$$F_{Gax} = F_B \cdot \cos(\alpha + \delta) = 21264 \cdot \cos(4,612 + 18,68)^\circ = 19531 \text{ N} \quad (5.13)$$

$$F_{Crad} = F_C \cdot \sin \alpha = 806 \cdot \sin 4,612^\circ = 804 \text{ N} \quad (5.14)$$

$$F_{Cax} = F_C \cdot \cos \alpha = 806 \cdot \cos 4,612^\circ = 65 \text{ N} \quad (5.15)$$

$$F_{Erad} = F_{Crad} + F_{Grad} - F_{Brad} = 804 + 8408 - 7247 = 1965 \text{ N} \quad (5.16)$$

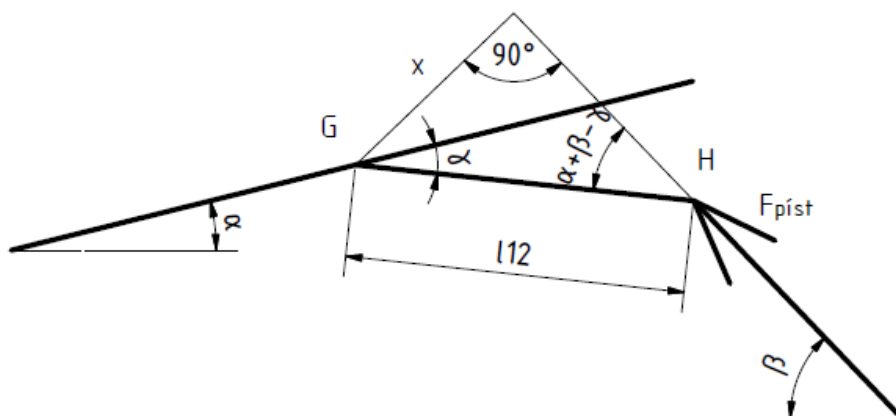
$$F_{Eax} = F_{Gax} + F_{Bax} - F_{Cax} = 19531 + 585 - 65 = 20051 \text{ N} \quad (5.17)$$

Výpočet přidavného momentu:

Přidavný moment v místě G způsobuje excentricita uchycení oka pístnice.

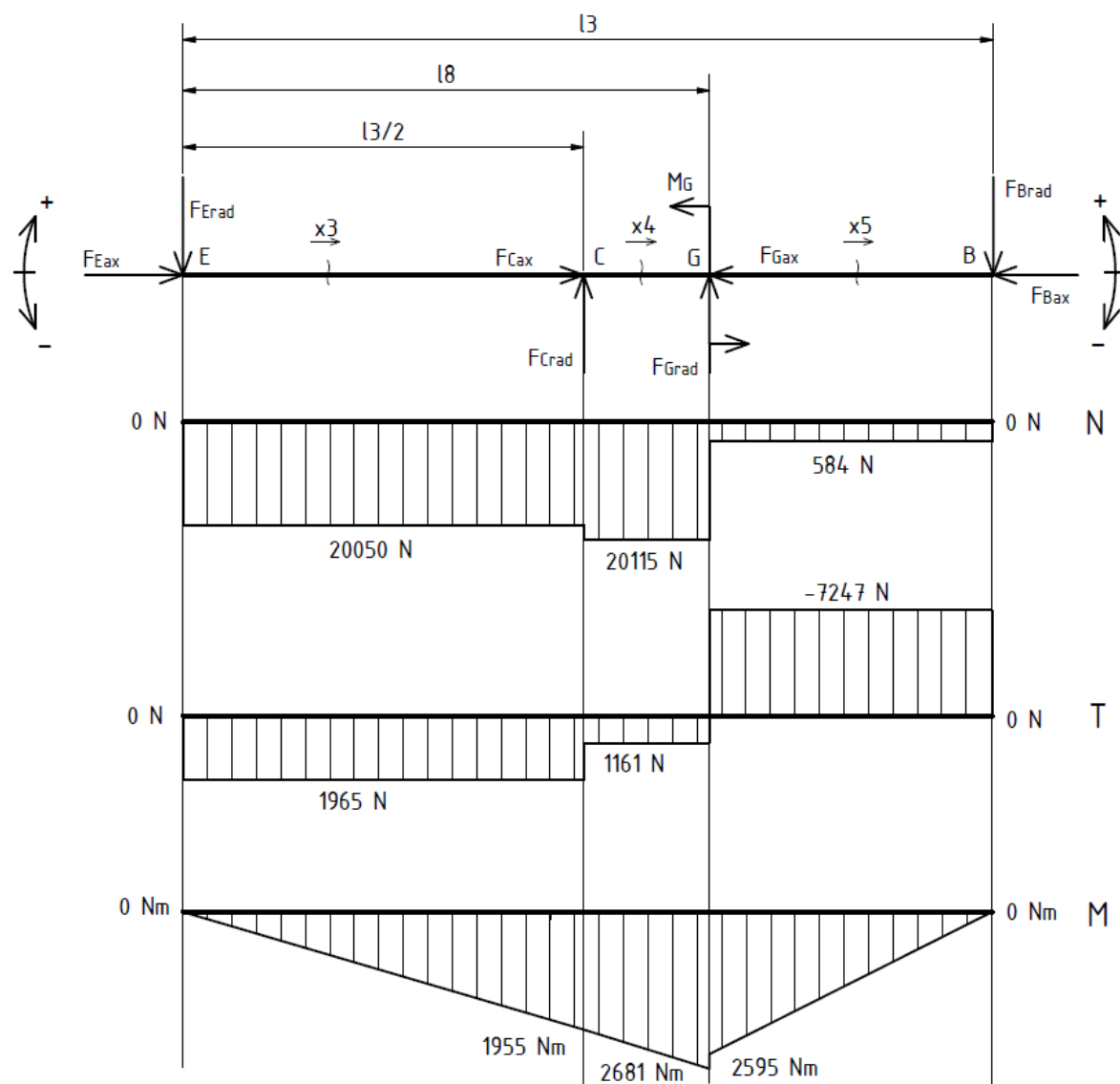
$$M_G = F_{píst} \cdot x = 21263 \cdot 4,04 = 85913 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.18)$$

$$x = l_{12} \cdot \sin((\alpha + \beta) - \gamma) = 60 \cdot \sin((4,612 + 19,25) - 20) = 4,04 \text{ mm} \quad (5.19)$$



Obrázek 5.2 - Schéma výpočtu délky ramena x přidavného momentu

Vnitřní silové účinky:



Obrázek 5.3 - Vnitřní silové účinky stojny s pístnicí

$$x_3 = \left(0 \div \frac{l_3}{2}\right)$$

$$M_o = -F_{Erad} \cdot x_3 \quad (5.20)$$

$$x_3 = 0 \rightarrow M_o = -F_{Erad} \cdot 0 = -1965 \cdot 0 = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.21)$$

$$x_3 = \frac{l_3}{2} \rightarrow M_o = -F_{Erad} \cdot \frac{l_3}{2} = -1965 \cdot \frac{1990}{2} = -1955175 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.22)$$

$$x_4 = \left(0 \div \left(l_8 - \frac{l_3}{2} \right) \right)$$

$$M_o = -F_{Erads} \cdot \left(\frac{l_3}{2} + x_4 \right) + F_{Crad} \cdot x_4 \quad (5.23)$$

$$x_4 = 0 \rightarrow M_o = -F_{Erads} \cdot \left(\frac{l_3}{2} \right) = -1965 \cdot \frac{1990}{2} = -1955175 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.24)$$

$$\begin{aligned} x_4 = l_8 - \frac{l_3}{2} \rightarrow M_o &= -F_{Erads} \cdot \left(\frac{l_3}{2} + \left(l_8 - \frac{l_3}{2} \right) \right) + F_{Crad} \cdot \left(l_8 - \frac{l_3}{2} \right) = \\ &= -1965 \cdot \left(\frac{1990}{2} + \left(1620 - \frac{1990}{2} \right) \right) + 804 \cdot \left(1620 - \frac{1990}{2} \right) = \\ &= -2680800 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$x_5 = (0 \div (l_3 - l_8))$$

$$M_o = -F_{Erads} \cdot (l_8 + x_5) + F_{Crad} \cdot \left(\left(l_8 - \frac{l_3}{2} \right) + x_5 \right) - M_G + F_{Grad} \cdot x_5 \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned} x_5 = 0 \rightarrow M_o &= -F_{Erads} \cdot l_8 + F_{Crad} \cdot \left(l_8 - \frac{l_3}{2} \right) - M_G \\ &= -1965 \cdot 1620 + 804 \cdot \left(1620 - \frac{1990}{2} \right) + 85913 \\ &= -2594887 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{aligned} \quad (5.27)$$

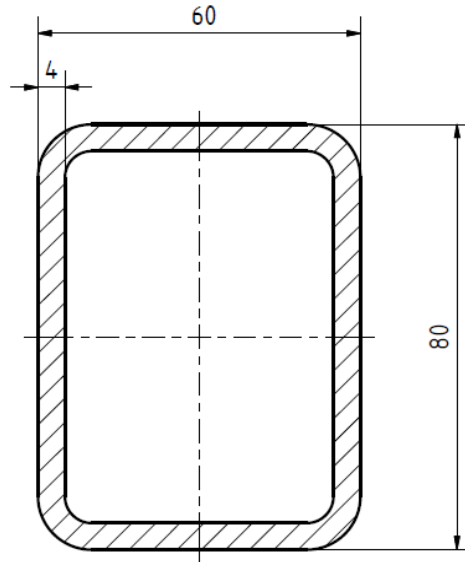
$$x_5 = (l_3 - l_8) \rightarrow$$

$$\begin{aligned} M_o &= -F_{Erads} \cdot (l_8 + (l_3 - l_8)) + F_{Crad} \cdot \left(\left(l_8 - \frac{l_3}{2} \right) + (l_3 - l_8) \right) + F_{Grad} \cdot (l_3 - l_8) \\ &= -1965 \cdot 1990 + 804 \cdot \frac{1990}{2} + 8408 \cdot (1990 - 1620) = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \end{aligned} \quad (5.28)$$

Pevnostní kontrola na ohyb:

Kritické průřezy součásti jsou dva. Průřez v místě uchycení oka pístnice, kde je největší ohybový moment – obrázek 5.4, a pak také průřez v bodě C, kde je profil oslaben otvorem pro čep. Tento průřez je znázorněn na obrázku 5.5.

Průřez v místě G:



Obrázek 5.4 - Průřez profilem stojny s pístnicí v místě G

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \sigma_{oDOV} \quad (5.29)$$

M_{oMAX} ...maximální ohybový moment stojny

W_o ... modul průřezu v ohybu pro profil (8)

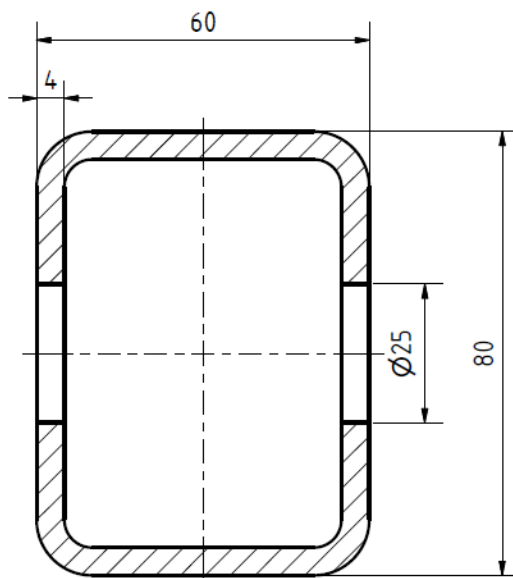
$$\sigma_o = \frac{2594887}{2 \cdot 21980} = 59 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

$$\sigma_{oDOV} = \frac{R_e}{k}$$

R_e ...mez kluzu materiálu S235JR (5)

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{59} = 4 \quad (5.31)$$

Průřez v místě C:



Obrázek 5.5 - Průřez profilem stojny s pístnicí v místě C

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \sigma_{oDOV} \quad (5.32)$$

M_{oMAX} ...maximální ohybový moment stojny

W_o ... modul průřezu v ohybu pro profil s vyvrtanou dírou (8)

$$\sigma_o = \frac{1955175}{2 \cdot 21147} = 46,2 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{46,2} = 5,1 \quad (5.34)$$

R_e ...mez kluzu materiálu S235JR (5)

5.3 Stojna bez pístnice

Pro nejhorší případ zatížení je zatěžující síla umístěna v místě podpory A. Vzdálenost $l_1 = 0 \text{ mm}$. Tudíž veškerá zatěžující síla působí v podpoře A. Platí, že $F_A = F$.

Výpočet axiálních a radiálních složek:

$$F_{Arad} = F_A \cdot \sin(90 - \alpha) = 6867 \cdot \sin(90 - 4,612)^\circ = 6845 \text{ N} \quad (5.35)$$

$$F_{Aax} = F_A \cdot \cos(90 - \alpha) = 6867 \cdot \cos(90 - 4,612)^\circ = 552 \text{ N} \quad (5.36)$$

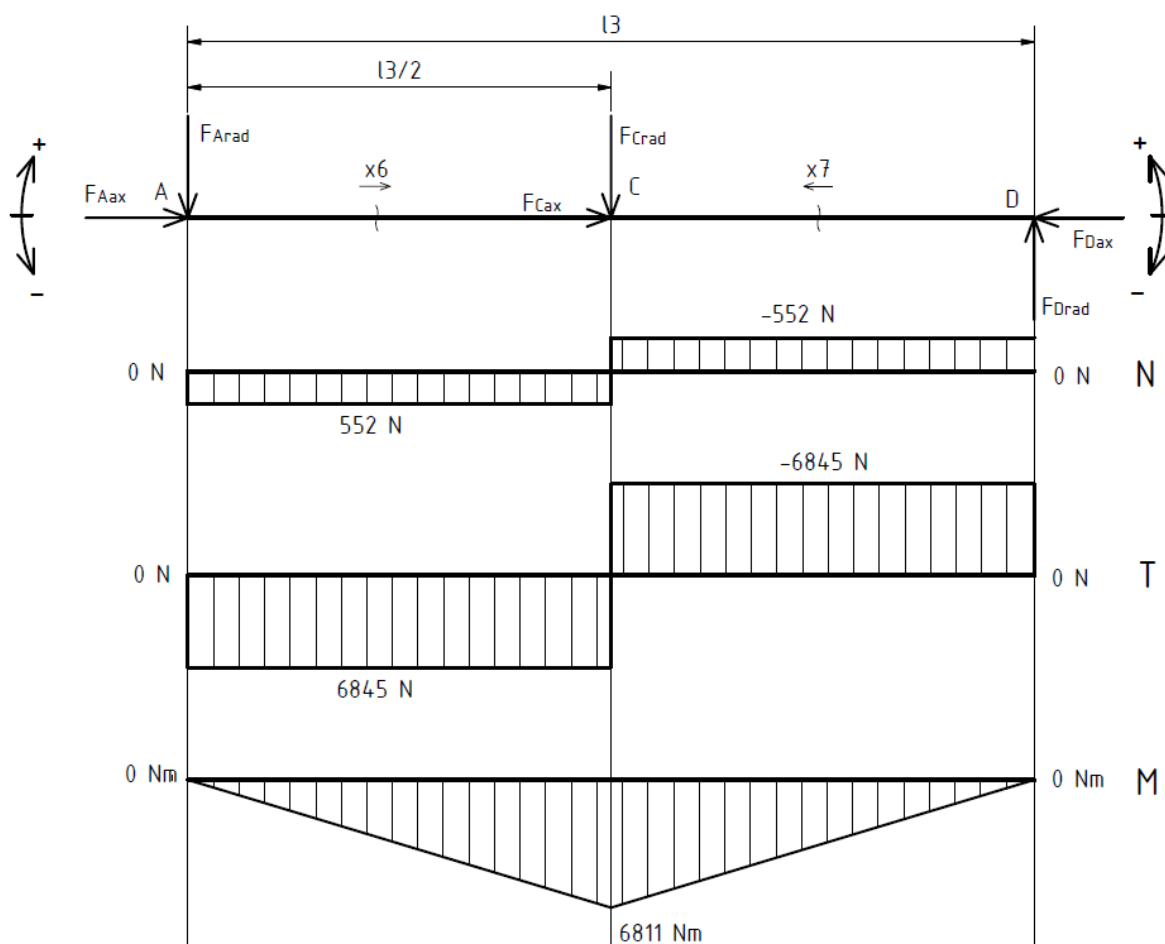
$$F_{Crad} = F_C \cdot \sin(90 - \alpha) = -13734 \cdot \sin(90 - 4,612)^\circ = -13690 \text{ N} \quad (5.37)$$

$$F_{Cax} = F_C \cdot \cos(90 - \alpha) = -13734 \cdot \cos(90 - 4,612)^\circ = -1104 \text{ N} \quad (5.38)$$

$$F_{Drad} = F_{Arad} = 6845 \text{ N} \quad (5.39)$$

$$F_{Dax} = F_{Aax} = 552 \text{ N} \quad (5.40)$$

Na obrázku 5.6 jsou znázorněny vnitřní silové účinky.



Obrázek 5.6 - Vnitřní silové účinky stojny bez pístnice

$$x_6 = \left(0 \div \frac{l_3}{2}\right) \quad (5.41)$$

$$M_o = -F_{Arad} \cdot x_6 \quad (5.41)$$

$$x_6 = 0 \rightarrow M_o = F_{Arad} \cdot 0 = -6845 \cdot 0 = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.42)$$

$$x_6 = \frac{l_3}{2} \rightarrow M_o = F_{Arad} \cdot \frac{l_3}{2} = -6845 \cdot \frac{1990}{2} = -6810775 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.43)$$

$$x_7 = \left(0 \div \frac{l_3}{2}\right)$$

$$M_o = F_{Drad} \cdot x_7 \quad (5.44)$$

$$x_7 = 0 \rightarrow M_o = F_{Drad} \cdot 0 = -6845 \cdot 0 = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.45)$$

$$x_7 = \frac{l_3}{2} \rightarrow M_o = F_{Drad} \cdot \frac{l_3}{2} = -6845 \cdot \frac{1990}{2} = -6810775 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.46)$$

Pevnostní kontrola na ohyb:

Jediným kritickým místem je průřez v místě C. Vzhledem k absenci pístnice je působiště síly na delším rameni, a proto i ohybový moment je větší. Vzhledem k tomu byly profily nůžek dimenzovány podle pevnostní kontroly této stojny. Průřez stojnou v tomto místě je stejný jako u stojny s pístnicí, proto platí obrázek 5.5.

Pevnostní kontrola průřezu v místě C:

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \sigma_{DOV} \quad (5.47)$$

M_{oMAX} ...maximální ohybový moment stojny

W_o ... modul průřezu v ohybu pro profil s vyvrtanou dírou (8)

$$\sigma_o = \frac{6810775}{2 \cdot 21147} = 161 \text{ MPa} \quad (5.48)$$

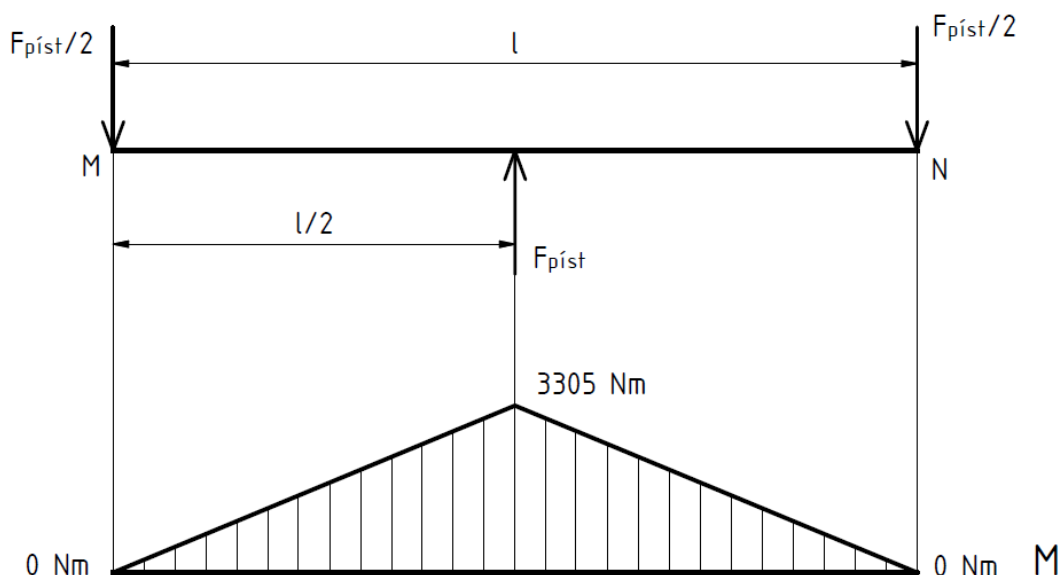
$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{161} = 1,46 \quad (5.49)$$

R_e ...mez kluzu materiálu S235JR (5)

Průřez byl kontrolován pro mezní, teoretický stav namáhání stojny. Ve skutečnosti se působiště zatěžující síly nemůže nacházet přímo v bodě podpory A, a proto byla bezpečnost shledána dostačující.

5.4 Příčka stojny s uchycením pístnice

Z důvodu velké tlačné síly v pístu, která na příčku při zvedání plošiny působí, je příčka tvořena kruhovou tyčí z oceli S355J2C+C s průměrem $d = 48 \text{ mm}$. Vnitřní silové účinky v příčce jsou znázorněny na obrázku 5.7.



Obrázek 5.7 - Vnitřní silové účinky na příčce pro uchycení pístnice

$$F_{píst} = 21263 \text{ N}$$

$$l = 455 \text{ mm}$$

Pevnostní kontrola příčky na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \sigma_{oDOV} \quad (5.50)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{píst}}{2} \cdot \frac{l}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{21263}{2} \cdot \frac{455}{2}}{\frac{\pi \cdot 48^3}{32}} = 222 \text{ MPa} \quad (5.51)$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{335}{222} = 1,51 \quad (5.52)$$

R_e ... mez kluzu materiálu S355J2C (4)

Namáhání v krutu od excentricity oka pístnice bylo zanedbáno, jelikož velikost krutu je v poloze, ve které působí největší ohybové zatížení, velmi malá.

5.5 Kontrola profilu na vzpěr

Profil kontrolovaný na vzpěr je TR 4HR 80x60x4 S235JRH ČSN 42 5720. Schéma působení zatěžující síly je znázorněno na obrázku 5.8.

$$F_{Gax1} = \frac{19532}{2} = 9766 \text{ N}$$

$$l_8 = 1620 \text{ mm}$$

$$S_{VZ} = 10,1 \text{ cm}^2 \text{ (8)}$$

$$J_{min} = 56,16 \text{ cm}^4 \text{ (8)}$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (5.53)$$

$$l_{red} = \frac{l_8}{n} = \frac{1620}{1} = 1620 \text{ mm} \quad (5.54)$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{561600}{1010}} = 23,58 \text{ mm} \quad (5.55)$$

$$\lambda_{SK} = \frac{l_{red}}{i_{min}} = \frac{1620}{23,58} = 68,7 \quad (5.56)$$

$$\lambda_{MEZ} = \pi \cdot n \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_D}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{117,5}} = 132,8 \quad (5.57)$$

$$\lambda_{SK} < \lambda_{MEZ}$$

Pohybujeme se v nepružné oblasti vzpěru, a proto bylo v rovnici (5.58) vypočteno kritické napětí v prutu pomocí rovnice dle Tetmayera-Jasinského.

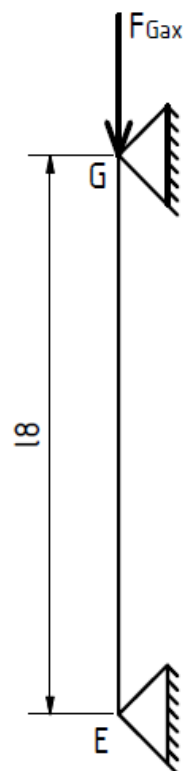
$$\sigma_{KR} = 289 - 0,82 \cdot \lambda_{SK} \text{ (1)} \quad (5.58)$$

$$\sigma_{KR} = 289 - 0,82 \cdot 68,7 = 232,6 \text{ MPa}$$

$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot S_{VZ} = 232,6 \cdot 1010 = 234926 \text{ N} \quad (5.59)$$

$$F_{Gax} \leq F_{KR}$$

$$k_{VZ} = \frac{F_{KR}}{F_{Gax}} = \frac{234926}{9766} = 24 \quad (5.60)$$



Obrázek 5.8 - Zatížení prutu na vzpěr

6 NÁVRH ČEPŮ

6.1 Čep v místech A, E

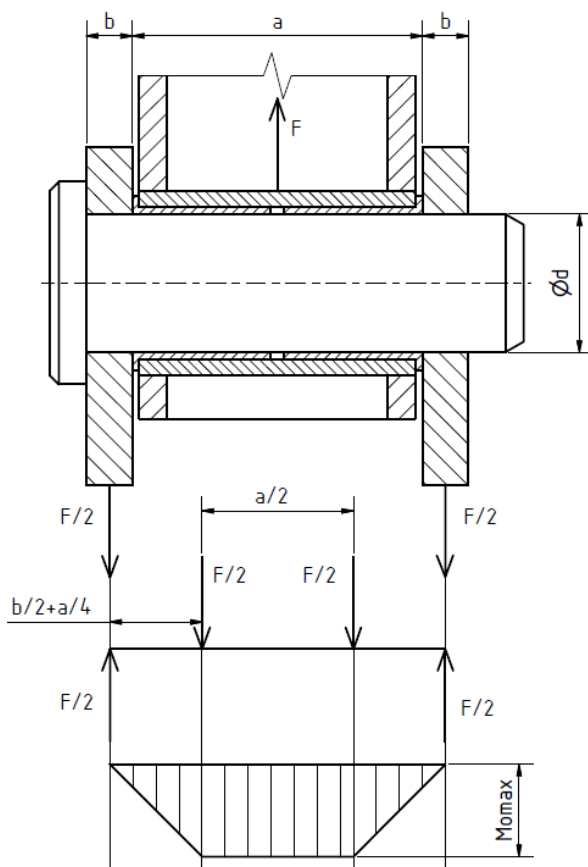
Maximální síla na čep v místě A bude působit, když zatěžující síla břemena bude co nejbližší podpoře A. Byl zvolen nejhorší možný teoretický případ, kdy $l_1 = 0$ mm.

$$F_{Ac} = F_A = 6867 \text{ N} \quad (6.1)$$

Největší síla v bodě E působí při umístění síly na opačné straně rámu, kdy $l_1 = 2100$ mm

$$F_{Ec} = \sqrt{F_{Eax}^2 + F_{Erad}^2} = \sqrt{20051^2 + 1965^2} = 20147 \text{ N} \quad (6.2)$$

Pro výpočet čepového spoje byla použita větší z obou sil. Materiál čepu byl zvolen 11 500.



Obrázek 6.1 - Schéma čepového spoje v místech A a E

Rozměry čepového spoje dle schématu na obrázku 6.1:

$$a = 63 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

Jedná se o souměrné uložení, proto byla vypočtena síla působící na 1 čep.

$$F_{Ec1} = \frac{F_{Ec}}{2} = \frac{20147}{2} = 10073,5 \text{ N}$$

Návrh průměru čepu z namáhání na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (6.3)$$

$$\sigma_{oD} = 150 \text{ MPa (1)}$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{Ec}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{oD} \quad (6.4)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{F_{Ec}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4}\right)}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{10073,5}{2} \cdot \left(\frac{8}{2} + \frac{63}{4}\right)}{\pi \cdot 150}} = 18,9 \rightarrow d = 25 \text{ mm} \quad (6.5)$$

Kontrola na střih:

$$\tau_{max} = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (6.6)$$

$$\tau_D = 85 \text{ MPa (1)}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{Ec1}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{10073,5}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 10,3 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

$$\tau_{max} < \tau_D$$

Kontrola měrného tlaku v kluzných pouzdrech IGLIDUR W300:

$$p_1 = \frac{F_{Ec1}}{a \cdot d} \leq p_{1D} \quad (6.8)$$

$$p_{1D} = 60 \text{ MPa (11)}$$

$$p_1 = \frac{10073,5}{60 \cdot 25} = 6,7 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

$$p_1 < p_{1D}$$

Kontrola měrného tlaku ve vidlici:

Materiál vidlice: 11 375

$$p_2 = \frac{F_{Ec1}}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_{2D} \quad (6.10)$$

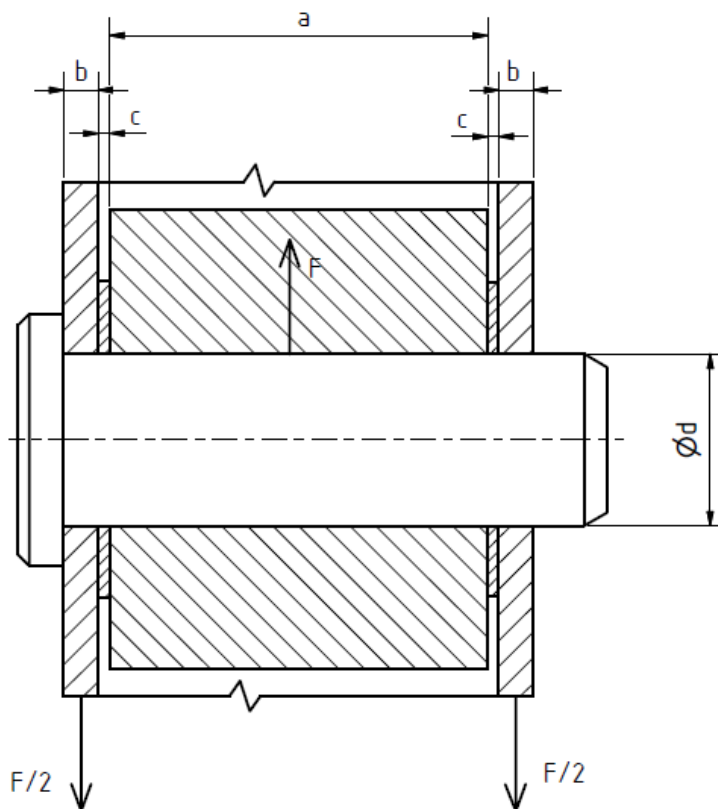
$$p_{2D} = 30 \text{ MPa (7)}$$

$$p_2 = \frac{10073,5}{2 \cdot 8 \cdot 25} = 25 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

$$p_2 < p_{2D}$$

6.2 Čep v místě D

Maximální síla na čep působí, když zatěžující síla bude v podpoře A, podobně jako u čepu v místě A. Materiál čepu je 11 500.



Obrázek 6.2 - Čepový spoj v místě D

$$F_{Dc} = 6867 \text{ N}$$

Uložení je rovněž souměrné. Dále bylo počítáno pouze se silou působící na 1 čep.

$$F_{Dc1} = \frac{6867}{2} = 3433,5 \text{ N}$$

Rozměry čepového spoje dle schématu na obrázku 6.2:

$$a = 45 \text{ mm}$$

$$b = 4 \text{ mm}$$

$$c = 3 \text{ mm}$$

Návrh průměru čepu z namáhání na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (6.12)$$

$$\sigma_{oD} = 150 \text{ MPa (1)}$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{Dc1}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4} + c\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{oD} \quad (6.13)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{F_{Dc1}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4} + c\right)}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \frac{3433,5}{2} \cdot \left(\frac{4}{2} + \frac{45}{4} + 3\right)}{\pi \cdot 150}} = 12,245 \text{ mm} \quad (6.14)$$

Otvor v ložiskách kola je $d = 15 \text{ mm}$, proto byl zvolen stejný i průměr čepu.

Kontrola na střih:

$$\tau_{max} = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (6.15)$$

$$\tau_D = 85 \text{ MPa [1]}$$

$$\tau_{max} = \frac{\frac{F_{Dc1}}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{\frac{3433,5}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = 5 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

$$\tau_{max} < \tau_D$$

Dále byla provedena kontrola měrného tlaku ve vidlici z materiálu 11 375.

$$p_2 = \frac{F_{Dc1}}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_{2D} \quad (6.17)$$

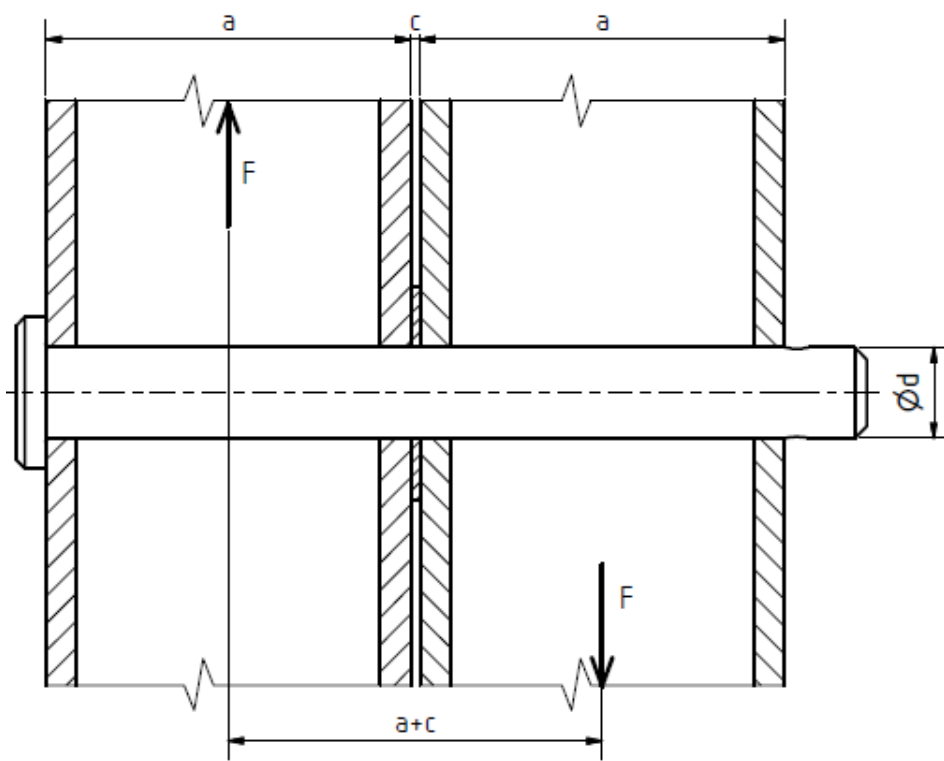
$$p_{2D} = 30 \text{ MPa (7)}$$

$$p_2 = \frac{3433,5}{2 \cdot 4 \cdot 15} = 28,6 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

$$p_2 < p_{2D}$$

6.3 Čep v místě C

V místě C se nachází vzájemné uchycení profilů nůžek pomocí čepu. Řez uložením čepu v místě C je vyobrazen na obrázku 6.3.



Obrázek 6.3 - Schéma čepového spoje v místě C

$$F_{Cmax} = 6867 \text{ N}$$

Opětovně byl proveden výpočet pouze se silou působící na 1 čep.

$$F_{Cmax1} = \frac{6867}{2} = 3433,5 \text{ N}$$

Rozměry čepového spoje dle schématu na obrázku 6.3:

$$a = 60 \text{ mm}$$

$$c = 1,5 \text{ mm}$$

Po vypočtení zatěžující síly byl proveden návrh průměru čepu z namáhání na ohyb. Materiál čepu je 11 500.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (6.19)$$

$$\sigma_{oD} = 150 \text{ MPa (1)}$$

$$\sigma_o = \frac{F_{Cmax1} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{a}{2} + c\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{oD} \quad (6.20)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_{Cmax1} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{a}{2} + c\right)}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3434 \cdot \left(\frac{60}{2} + \frac{60}{2} + 1,5\right)}{\pi \cdot 150}} \quad (6.21)$$

$$= 24,29 \text{ mm}$$

Byl zvolen průměr čepu $d = 25 \text{ mm}$

Kontrola na střih:

$$\tau_{max} = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (6.22)$$

$$\tau_D = 85 \text{ MPa}^{[1]}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{Cmax1}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{3433,5}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 7 \text{ MPa} \quad (6.23)$$

$$\tau_{max} < \tau_D$$

Kontrola měrného tlaku:

Materiál profilů byl zvolen 11 375.

$$p_2 = \frac{F_{Dc1}}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_{2D} \quad (6.24)$$

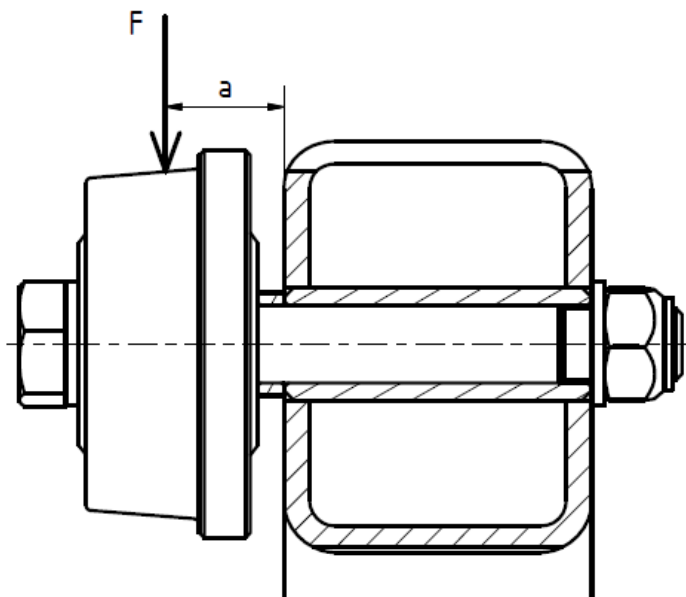
$$p_{2D} = 30 \text{ MPa (7)}$$

$$p_2 = \frac{3433,5}{2 \cdot 4 \cdot 25} = 17,2 \text{ MPa} \quad (6.25)$$

$$p_2 < p_{2D}$$

6.4 Uložení horních kol v místě B

Uvnitř profilu je přivařena trubka k uložení standardního lícovaného šroubu M14x120 ČSN 02 1111-8.8. Pro výpočet byl lícovaný šroub uvažován jako vetknutý v trubce profilu, s kritickým průřezem v místě vetknutí.



Obrázek 6.4 - Schéma uložení horních kol

$$F_{Bmax} = 7270 \text{ N}$$

Jedná se o souměrné uložení šroubů, proto byla vypočtena síla působící pouze na 1 šroub.

$$F_{Bmax1} = \frac{7270}{2} = 3635 \text{ N}$$

Výpočet namáhání v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (6.26)$$

$$\sigma_o = \frac{F_{Bmax1} \cdot a}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{32}} = \frac{3635 \cdot 22,5}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = 247 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

d_s ...průměr dříku šroubu (1)

Výpočet namáhání v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{13112,3}{\frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = 74 \text{ MPa} \quad (6.28)$$

d_s ...průměr dříku šroubu (1)

$$F_0 = \frac{M_U}{\left(\operatorname{tg}(\varphi + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}\right) + f_M \cdot \frac{d_{SM}}{2}} =$$

$$= \frac{40000}{\left(\operatorname{tg}(9,826^\circ + 2,869^\circ) \cdot \frac{12,701}{2}\right) + 0,18 \cdot \frac{18}{2}} = 13112 \text{ N} \quad (6.29)$$

M_U ...utahovací moment

d_2 ...střední průměr závitu šroubu (1)

d_{SM} ...střední průměr na matici (1)

Výpočet namáhání ve střihu:

$$\tau_S = \frac{F}{S} \leq \tau_{SD} \quad (6.30)$$

$$\tau_S = \frac{F_{Bmax1}}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{3635}{\frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = 20,6 \text{ MPa} \quad (6.31)$$

Výpočet namáhání v krutu od utažení:

$$\tau_K = \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{18757,6}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{16}} = \frac{18757,6}{\frac{\pi \cdot 15^3}{16}} = 28 \text{ MPa} \quad (6.32)$$

$$M_{TZ} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} = 13112 \cdot \operatorname{tg}(9,83 + 2,87) \cdot \frac{12,701}{2}$$

$$= 18758 \text{ Nmm} \quad (6.33)$$

Výpočet výsledného redukovaného napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 4 \cdot (\tau_S + \tau_K)^2} =$$

$$= \sqrt{(74 + 247)^2 + 4 \cdot (20,6 + 28)^2} = 336 \text{ MPa} \quad (6.34)$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{640}{336} = 1,9 \quad (6.35)$$

R_e ...mez kluzu pro šroub s pevností 8.8

Následuje kontrola na otlačení v trubce uvnitř profilu. Materiál trubky je 11 375.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_{Bmax1}}{d_s \cdot l_{min}} = \frac{3640}{15 \cdot 53} = 5 \text{ MPa} \quad (6.36)$$

$$p_D = 30 \text{ MPa (7)}$$

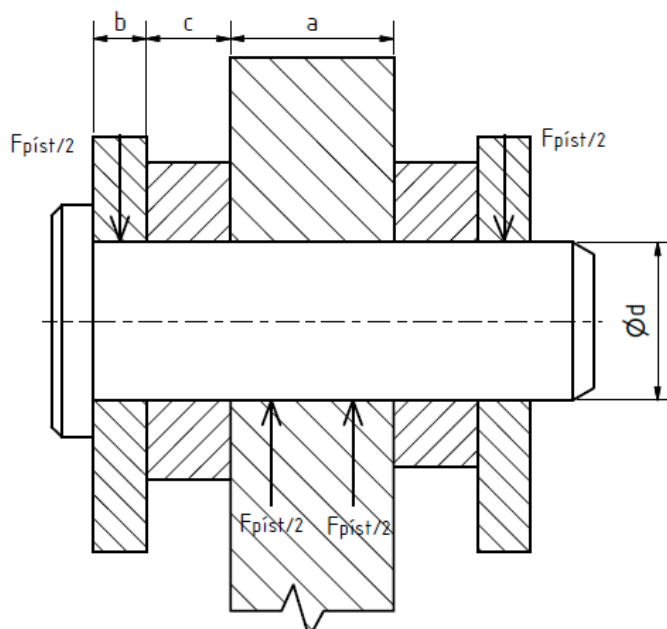
$$p \leq p_D$$

l_{min} ...délka dříku šroubu uvnitř trubky

d_s ... průměr dříku šroubu (1)

6.5 Uchycení oka pístnice

Oko pístnice je v místě G uchyceno k přičce stojny pomocí čepu z materiálu 11 600. Díra v oku pístní tyče je pro čep $d = 25$ mm. Byla provedena pevnostní kontrola na ohyb pro čep stejného průměru. Správnou polohu pístnice zajišťují dva distanční kroužky šířky $c = 15$ mm. Šířka oka pístnice $a = 30$ mm, tloušťka úchytů $b = 12$ mm.



Obrázek 6.5 - Řez uchycení oka pístnice

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (6.37)$$

$$\sigma_{oD} = 230 \text{ MPa (1)}$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_{píst}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + c + \frac{a}{4}\right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{21263}{2} \cdot \left(\frac{12}{2} + 15 + \frac{30}{4}\right)}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 197,5 \text{ MPa} \quad (6.38)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{oD}$$

Následně byla provedena kontrola měrného tlaku ve vidlici z materiálu 11 503.

$$p_2 = \frac{F_{Ec1}}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_{2D} \quad (6.39)$$

$$p_{2D} = 35 \text{ MPa (7)}$$

$$p_2 = \frac{21263}{2 \cdot 12 \cdot 25} = 29,5 \text{ MPa} \quad (6.40)$$

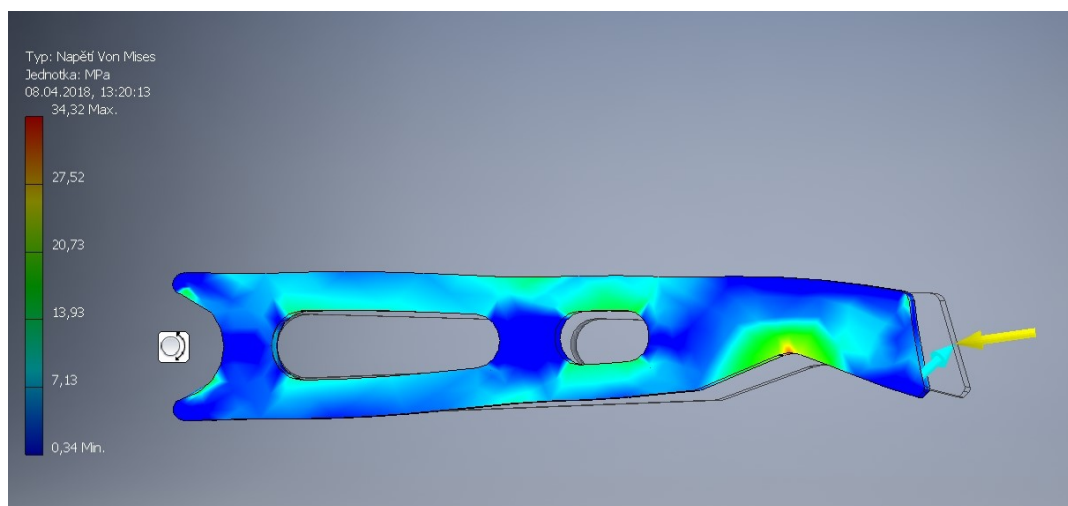
$$p_2 < p_{2D}$$

7 NÁVRH BEZPEČNOSTNÍ ARETACE

Aretace se ovládá zatáhnutím za bowden, čímž se vyklopí západky ze zubu a je možno plošinu spustit. Přítlak na západky pro dokonalé zapadnutí je vytvářen tažnou pružinou. Aretační polohy jsou (964, 883, 818, 749, 668, 575, 470) mm zdvihu. Před vyháčením západek je nutno plošinu kousek zvednout, aby dosedací plochy západky a zubu nebránily vyklopení. Největší zatížení na západku působí při aretační poloze 964 mm.

7.1 Západka

Západka byla zkontrolována pomocí MKP. Čelo západky bylo navrženo tak, aby nedošlo ke sklouznutí po dosedací ploše zubu vlivem působící síly.



Obrázek 7.1 - Simulace napětí v západce pomocí MKP

Výpočet tlaku byl proveden ve stykové ploše čela západky a zubu při největší zatěžující síle. Západky jsou symetricky uloženy proto byla vypočtena síla na 1 západku.

Maximální síla působící na západku:

$$F_{zmax} = 3658 \text{ N}$$

$$F_{zmax1} = \frac{3658}{2} = 1829 \text{ N}$$

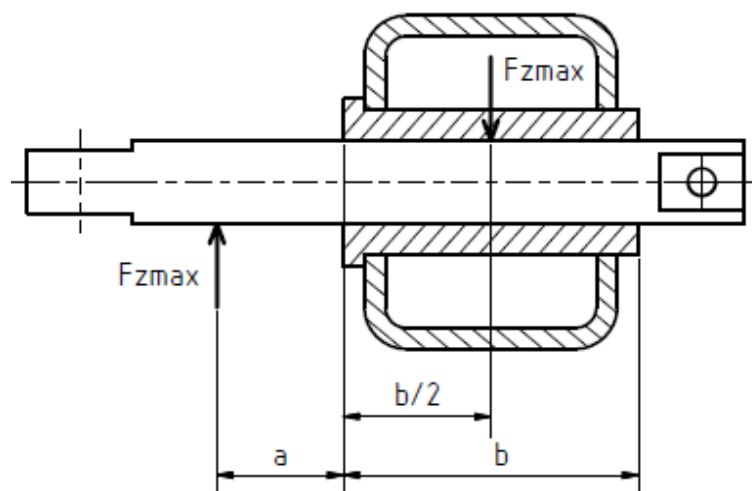
$$p_D = 30 \text{ MPa (7)}$$

$$p = \frac{F_{zmax1}}{S_z} = \frac{1829}{15 \cdot 16,8} = 7,3 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

S_z ... plocha dotyku západky a zubu (odměřeno v modelu plošiny)

$$p < p_D$$

7.2 Aretační čep



Obrázek 7.2 - Schéma zatížení čepu aretace

Rozměry dle schématu na obrázku 7.2:

$$a = 30 \text{ mm}$$

$$b = 70 \text{ mm}$$

Pevnostní kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{zmax1} \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{ač}^3}{32}} = \frac{1829 \cdot \left(30 + \frac{70}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 152 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

$d_{ač}$...průměr aretačního čepu

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{350}{152} = 2,3 \quad (7.3)$$

R_e ... mez kluzu oceli 11 700 (1)

Pro aretační čep, který slouží jako bezpečnostní pojistka plošiny, byla uvažována minimální přípustná bezpečnost $k = 2$.

8 OSTATNÍ SOUČÁSTI

Hydraulický válec

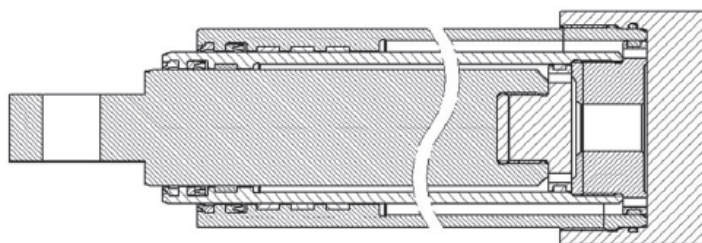
Na zdvih plošiny byl použit jednočinný teleskopický hydromotor firmy Hydraulics s.r.o. Průměr pístnice byl určen ze síly na píst a maximálního zdvihu pístu, dle doporučení firmy.

Limitující údaje pro výrobu hydromotoru:

Minimální průměr pístní tyče pro potřebný zdvih hydromotoru je 40 mm. (6)

Požadovaná osová vzdálenost ok při maximálním zdvihu: 1045 mm.

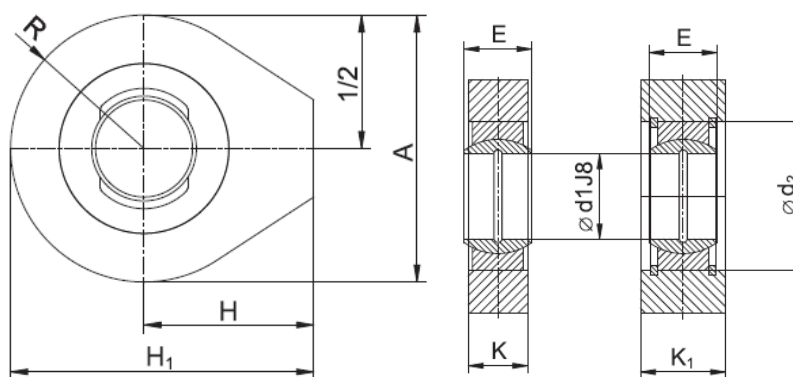
Maximální osová vzdálenost ok při složeném stavu: 345 mm.



Obrázek 8.1 – Schéma základního teleskopického hydraulického válce dle firmy Hydraulics

Zdroj: http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf

Oko a ukončení pístní tyče, stejně jako oko pláště válce, bylo zvoleno standardně, dle nabídky firmy, jako TYP 1 – Označení 104. Průměr vkládaného čepu je $d_1 = 25$ mm.



Obrázek 8.2 - Návarové oko TYP 1

Zdroj: http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf

Tab. 8.1 – Tabulka údajů návarového oka TYP1 (6)

Označení	$\varnothing d_1$	A	E	K	K_1	H	H_1	R	d_2
101	20	55	16	14		35	62,5	27,5	35
102	20	55	16		20	35	62,5	27,5	35
103	25	65	20	18		38	70,5	32,5	42
104	25	65	20		25	38	70,5	32,5	42

Tento válec bude poháněn nožní pumpou Hydraulic od firmy uni-max. Pumpa zajišťuje výstupní tlak až 70 MPa, přičemž pro provoz vybraného válce je potřeba 30 MPa.

Objednací číslo: **HM3403**



Obrázek 8.2 - Nožní pumpe Hydraulic

Zdroj: <https://www.uni-max.cz/nozni-pumpa-hydraulic/d/?wdph=on&gclid>

Pojezdová kola profilů

Pro pojezd profilů po spodním rámu byly zvoleny 2 kola z litého polyamidu pro vysoké zatížení **SPO 80/15K** od firmy **Blickle, a.s.** Maximální zatížení těchto kol je 350 kg. (13)



Obrázek 8.3 - Polyamidové kolo Blickle SPO 80/15K (13)

Pro pohyb profilu po horním rámu byly zvoleny 2 kola **SPO 75/15K** od firmy **Blickle a.s.**, s upraveným profilem pro pohyb po profilu U80 horního rámu a maximální nosností 300 kg. (13)

Otočné kladky pro pohyb plošiny

Na straně nájezdové rampy plošiny jsou umístěny 2 otočné kladky z litého polyamidu pro vysoké zatížení **LH-SPO 80K-ST** od firmy **Blickle a.s.** s nosností 350 kg a možností zabrzdění. Tyto kladky jsou připevněny ke spodnímu rámu pomocí 4 šroubů M8x25 ISO 4017. (14)



Obrázek 8.4 - Otočná kladka LK-SPO 80K (14)

Na opačné straně plošiny je upevněno centrální dvoukolo pro vysoké zatížení **LHD-SPO 75K** od firmy **Blickle a.s.** s nosností 600 kg. (12) Toto kolo je možné vyřadit pomocí dvou stavěcích nožek umístěných na okrajích spodního rámu plošiny. Vzhledem k tomu je stavební výška tohoto kola menší než u předchozích, aby bylo možno dorovnat plošinu do vodorovné polohy pomocí stavěcích nožek. Tyto nožky také zajišťují stabilitu plošiny při zvedání motocyklu.



Obrázek 8.5 – Otočná kladka LHD-SPO 75K (12)

Kluzné prvky

Pro uchycení uzavřených obdélníkových profilů k hornímu a spodnímu rámu byly pro čepový spoj použity dvě kluzná pouzdra **iglidur® W300** od firmy **igus®**. Tato pouzdra mají téměř bezúdržbový provoz, nízké tření a velkou odolnost proti opotřebení.

Označení výrobku: **WFM-2528-30**

Dovolený tlak v pouzdře je 60 MPa. Pro správný chod je nutno použít čep s tolerancí h8.



Obrázek 8.6 - Kluzné pouzdro s přírubou iglidur® W300 (11)

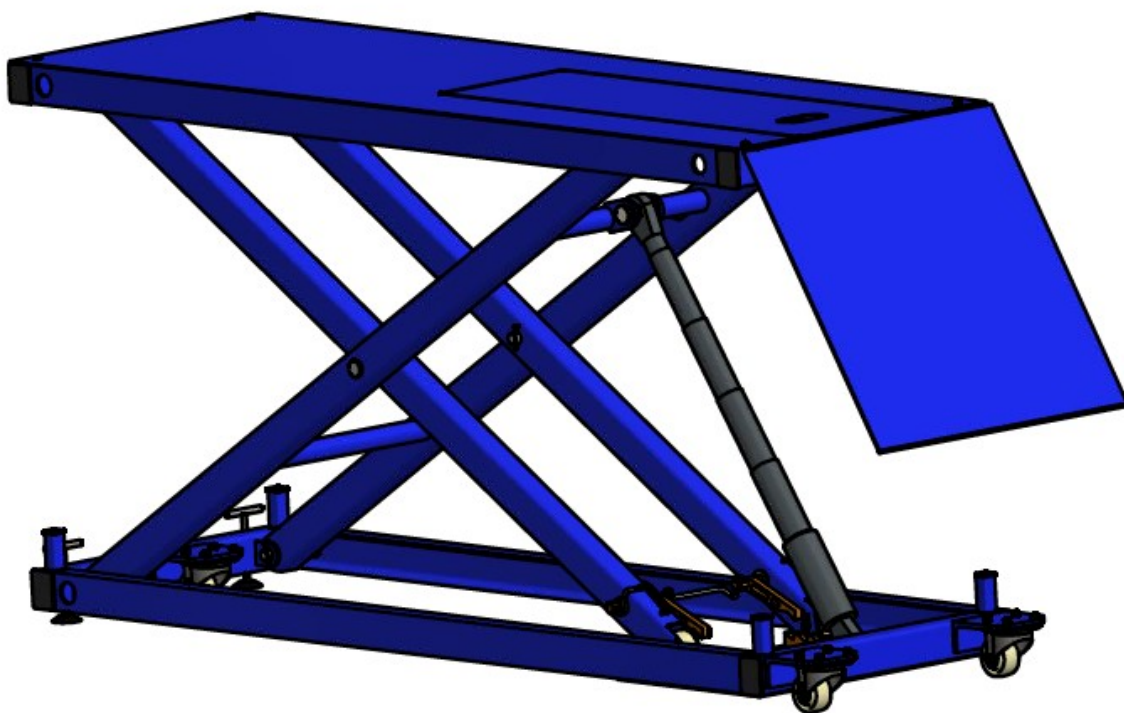
9 ZÁVĚR

V této bakalářské práci byla navržena hydraulická plošina pro servisování motocyklů dle požadovaného zadání. Plošina obsahuje všechny prvky důležité pro její fungování a usnadňující její používání. Všechny vytyčené cíle byly rovněž splněny. Důraz byl kladen na funkčnost, jednoduchost a bezpečnost při používání plošiny. K plošině byla vypracována výkresová dokumentace dle požadovaného rozsahu.

Úvod práce byl věnován již existujícím plošinám, z nichž bylo čerpáno pro konstrukční řešení plošiny. Pro realizaci zdvihu byl zvolen nůžkový mechanismus s hydromotorem umístěným na straně nájezdové rampy z důvodu lepších silových poměrů než u hydromotoru umístěného uprostřed spodního rámu plošiny.

Následně byl proveden silový rozbor plošiny kvůli zjištění potřebné tlačné síly v hydraulickém pístu a kvůli výpočtu vnitřních silových účinků na jednotlivé části plošiny. Tyto části byly navrženy a zkontrolovány pro nejhorší způsob zatížení. Míra bezpečnosti u profilů plošiny je naddimenzovaná skutečnému používání, aby byla zachována dostatečná tuhost plošiny.

Na závěr byla vypracována výkresová dokumentace dle požadovaného rozsahu.



Obrázek 9.1 – Konstrukční model navržené servisní plošiny

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, Ing. Lukášovi Jančarovi, za cenné rady, připomínky a odbornou pomoc při tvorbě této práce.

10 POUŽITÁ LITERATURA

1. LEINVEBER, J., VÁVRA P.: *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upravené vydání. Úvaly: Albra, ISBN 978-80-7361-081-4.
2. KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů. Pro 2. a 3. ročník bakalářského studia*. PDF skripta VŠB-TU Ostrava, 2013, Dostupné z: www.lms.vsb.cz
3. NĚMČEK, Miloš.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: Spoje*. 3. vydání. Ostrava: VŠB – Technická Univerzita Ostrava, 2016. ISBN 978-80-248-3879-3.
4. Bolzano. *Přehled vlastností oceli S355J2* [online]. Bolzano [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-%20Prehled%20vlastnosti_S355J2.pdf
5. Bolzano. *Přehled vlastností oceli S235JR* [online]. Bolzano [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP_prehled_vlastnosti_S235JR.pdf
6. *HYDRAULICS s.r.o, Katalog* [online]. Copyright © [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf
7. Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. *Portál pro strojní konstruktéry*. [online]. Copyright © 2013 [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
8. Feron online – *Profil dutý svařovaný černý s obdelníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 80x60x4*. Feron online [online]. Copyright 2017 © Feron a.s. [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <https://online.feron.cz/detail/29308/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-80x60x4>
9. Feron online – *Profil U válcovaný za tepla, DIN 1026-1, U 80*. Feron online [online]. Copyright 2017 © Feron a.s. [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <https://online.feron.cz/detail/25066/profil-u-valcovany-za-tepla-din-1026-1-u-80>
10. Feron online – *Tyč kruhová tažená za studena, EN 10278, h9, průměr 48*. Feron[online]. Copyright 2017 © Feron a.s. [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <https://online.feron.cz/detail/32776/tyc-kruhova-tazena-za-studena-en-10278>
11. iglidur® W300, sleeve bearing with flange, mm. *igus® energy chains, flexible cables, polymer bearings* [online]. [cit. 08.05.2018] Dostupné z: <https://www.igus.cz/product/70>
12. Výrobek LHD-SPO 75K. *Inovativní kola a kladky od společnosti Blickle* [online]. Blickle a.s. [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <http://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/LHD-SPO-75K-754591>
13. Výrobek SPO 80/15K. *Inovativní kola a kladky od společnosti Blickle* [online]. Blickle a.s. [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <http://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/SPO-80-15K-753385>
14. Výrobek LH-SPO 80K-ST. *Inovativní kola a kladky od společnosti Blickle* [online]. Blickle a.s. [cit. 08.05.2018]. Dostupné z: <http://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/LH-SPO-80K-ST-852897>

11 PŘÍLOHY

Příloha A: Sestavný výkres hydraulické plošiny

Příloha B: Výrobní výkres profilu stojny

Příloha C: Graf závislosti tlačné síly pístu na zdvihu plošiny